

наближення прогнозованого графіку навантаження до майбутнього фактичного. Це дасть змогу спланувати роботу підприємства, зменшити втрати електроенергії в електричній мережі та оплату за електроенергію при використанні диференційованого тарифу.

Список літератури: 1. *М.М.Кулик*, академік НАН України, С.В.Дубовський, канд.техн.наук. Проблеми загальної енергетики №10/2004 – С.7 – 11. 2. *Гнеушев А.Н.* Теория вероятности и математическая статистика. – Запорожье: изд. ЗИЭИТ, 2003. – 76 с.

Поступила в редколлегию 23.11.2011

УДК 621.65

В.Г.НЕНЯ, канд.техн.наук, доц., СДУ, Суми

С.О. ХОВАНСЬКИЙ, канд.техн.наук, ст.викл., СДУ, Суми

Л.В. ГАПИЧ, асп., СДУ, Суми

Е.В.КОЛІСНІЧЕНКО, канд.техн.наук, доц., СДУ, Суми

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАКОНУ РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ ДРОСЕЛЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Розглядається робота насосної станції з паралельно працюючими відцентровими насосами з дросельним регулюванням. Отримані аналітичні залежності для характеристики насосної станції та методика визначення ефективності її роботи.

Ключові слова: насосна станція, насос, дросельне регулювання

Рассматривается работа насосной станции с параллельно работающими центробежными насосами с дросельным регулированием. Получены аналитические зависимости для характеристики насосной станции и методика определения эффективности ее работы.

Ключевые слова: насосная станция, насос, дросельное регулирование

The work of pumping station with centrifugal pumps working in parallel with throttle control is considered in the article. Analytical dependence for the pumping station's characteristic and the methods for determining its effectiveness are represented.

Keywords: pumping station, pump, throttle control

1. Вступ

Відцентрові насоси належать до найбільш поширеного класу лопатевих гідравлічних машин і використовуються у всіх галузях господарства, а частка енергії, що споживається приводом насоса, за різними джерелами оцінюється від 18 до 22 % усієї електроенергії, що використовується в світі [1]. Проведений аналіз науково-технічних публікацій показав, що згідно зі світовими тенденціями зниження обсягів енергоспоживання для насосного обладнання передбачено на рівні 40 %, у тому числі за рахунок збільшення максимального рівня коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса (до 3 %), узгодження параметрів мережі і насоса (близько 4 %), адаптації (в межах 4 %) і регулювання (18 – 20%) насоса, відповідно до режимів його експлуатації протягом усього життєвого циклу, та оптимізації системи подачі та розподілу води в цілому (10 – 12 %) [1]. Удосконалення експлуатаційних техніко-економічних показників насосного

обладнання вимагає переходу до аналізу роботи не лише насосного агрегату, але і його взаємозв'язку з гідравлічною мережею.

В напірних системах подачі та розподілу води основними гідравлічними параметрами протікання технологічного процесу є витрата і тиск. Основні гідравлічні параметри жорстко пов'язані між собою, і змінити будь-який з них не змінюючи інший неможливо. Керувати основними параметрами насосної станції, тобто здійснювати цілеспрямовану їх зміну, можливо тільки змінюючи $H(Q)$ характеристики насосної станції. Дроселювання на виході з насосу, як спосіб керування $H(Q)$ характеристикою насосної станції, безумовно пов'язане з втратами енергії та більш низькою енергоефективністю процесу, у порівнянні з сучасними способами регулювання (регулювання зміною частоти обертання робочого колеса насоса та зміною кількості одночасно працюючих насосів). Але зважаючи на те, що організація регулювання дроселюванням відносно маловитратна і не потребує складних технічних рішень, то даний спосіб регулювання параметрів потоку рідини на виході з насосної станції широко використовується у вітчизняній і світовій практиці.

Метою даної роботи є встановлення умов раціонального застосування регулювання дроселюванням напору рідини та забезпечення заданого закону регулювання (заданої залежності напору від подачі на насосній станції). Для досягнення поставленої мети необхідно розробити математичну модель функціонування системи подачі та розподілу води (СПРВ), дослідити економічність функціонування СПРВ залежно від опору регулюючої арматури (елементів регулювання), встановити залежності для визначення значень гідравлічних опорів регулюючої арматури, що забезпечують необхідний закон регулювання.

2. Основна частина

Насос і зовнішня мережа утворюють єдину систему, рівноважний стан якої визначається матеріальним і енергетичним балансом. Матеріальний баланс забезпечується умовою рівності подачі насоса витраті у зовнішній мережі, енергетичний – рівністю напору насоса напору, спожитому мережею. На рисунку 1 представлена розрахункова схема спільної роботи двох насосів, з'єднаних паралельно, на зовнішню гідравлічну мережу. Регулювання параметрів на виході з насосної установки здійснювалося дроселюванням на засувках, які встановлені після кожного з насосів до напірного колектора (ζ_{1p} , ζ_{2p}) та після напірного колектора (ζ_{3p}). Однакові параметри на виході з насосної станції можна отримати регулюванням кожної з трьох засувки.

В роботах [2, 3] запропоновано спосіб апроксимації методом найменших квадратів напірної та енергетичної характеристик насоса за його паспортними характеристиками. Отже напірні та енергетичні характеристики насосів 1 і 2 запишемо у вигляді:

$$H_1(Q_1) = a_{n1} + c_{n1} \cdot Q_1^2, \quad (1)$$

$$H_2(Q_2) = a_{n2} + c_{n2} \cdot Q_2^2, \quad (2)$$

$$\eta_1(Q) = 2 \cdot \frac{\eta_{m1}}{Q_{01}} \cdot Q - \frac{\eta_{m1}}{Q_{01}^2} \cdot Q^2, \quad (3)$$

$$\eta_2(Q) = 2 \cdot \frac{\eta_{m2}}{Q_{02}} \cdot Q - \frac{\eta_{m2}}{Q_{02}^2} \cdot Q^2, \quad (4)$$

де $a_{н1}$, $c_{н1}$ – константи, що залежать від конструктивного виконання насоса і розраховані за паспортною характеристикою шляхом апроксимації за методом найменших квадратів, η_m , Q_m – значення ККД і подачі насоса в оптимальному режимі його роботи. Оскільки на ділянці 1 – 3 насос і засувка з'єднані послідовно, то напірна характеристика насоса H_1 і трубопроводу, приведені в точку 3 визначається як:

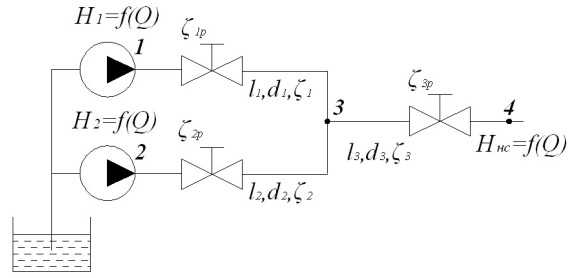


Рис.1. Розрахункова схема

$$H_{1-3}(Q) = H_1(Q) - \left(\zeta_{1p} + \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_1^4} \cdot Q^2, \\ H_{1-3}(Q) = a_{н1} + \left[c_{н1} - \left(\zeta_{1p} + \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_1^4} \right] \cdot Q^2. \quad (5)$$

Аналогічно для ділянки 2 – 3:

$$H_{2-3}(Q) = a_{н2} + \left[c_{н2} - \left(\zeta_{2p} + \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_2^4} \right] \cdot Q^2. \quad (6)$$

Для визначення напірної характеристики двох паралельно працюючих насосів, рівняння (5) та (6) запишемо у наступному вигляді:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_{1-3}(Q) - a_{н1}}{\left[c_{н1} - \left(\zeta_{1p} + \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_1^4} \right]}}. \quad (7)$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{H_{2-3}(Q) - a_{н2}}{\left[c_{н2} - \left(\zeta_{2p} + \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_2^4} \right]}}. \quad (8)$$

Враховуючи матеріальний ($Q_\Sigma = Q_1 + Q_2$) та енергетичний ($H_{1-3} = H_{2-3} = H_3$) баланси в точці 3 і рівняння (7), (8) маємо:

$$Q_\Sigma = \sqrt{\frac{H_3(Q) - a_{н1}}{\left[c_{н1} - \left(\zeta_{1p} + \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_1^4} \right]}} + \sqrt{\frac{H_3(Q) - a_{н2}}{\left[c_{н2} - \left(\zeta_{2p} + \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_2^4} \right]}}.$$

Розглянемо випадок паралельної роботи насосів з однаковими напірними характеристиками, при цьому $a_{н1} = a_{н2} = a_n$ та $c_{н1} = c_{н2} = c_n$, тоді останній вираз набуде вигляду:

$$Q_\Sigma = \sqrt{\frac{H_3 - a_n}{c_n - \left(\zeta_{1p} + \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_1^4}}} + \sqrt{\frac{H_3 - a_n}{c_n - \left(\zeta_{2p} + \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_2^4}}}.$$

або

$$H_3 = a_n + \left(\frac{\sqrt{c_n - \left(\zeta_{1p} + \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_1^4}} \cdot \sqrt{c_n - \left(\zeta_{2p} + \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_2^4}}}{\sqrt{c_n - \left(\zeta_{1p} + \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_1^4}} + \sqrt{c_n - \left(\zeta_{2p} + \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_2^4}}} \cdot Q_\Sigma \right)^2$$

Напірну характеристику двох паралельно працюючих насосів, приведену в точку 4, визначимо як:

$$H_4 = H_3 - \left(\zeta_{3p} + \zeta_3 + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \right) \frac{8}{g\pi^2 d_3^4} \cdot Q_\Sigma^2.$$

Оскільки довжина ділянки трубопроводу від насоса до напірного колектора (в існуючих насосних станціях) на декілька порядків менше ніж довжина зовнішньої гідралічної мережі ($l_1, l_2, l_3 \ll l_{\text{зовн}}$) і місцеві опори цих трубопроводів незначні у порівнянні із опором основного трубопроводу, то гідралічними втратами по довжині та на місцевих опорах ділянок 1 – 3, 2 – 3, 3 – 4 припустимо знехтувати. Тоді напірна характеристика насосної станції, до складу якої входить два паралельно працюючих насоса, з однаковими напірними характеристиками, визначається як:

$$H_{\text{нс}} = a_n + \left(\frac{\sqrt{c_n - \zeta_{1p} \cdot \frac{16}{2g\pi^2 d_1^4}} \cdot \sqrt{c_n - \zeta_{2p} \cdot \frac{16}{2g\pi^2 d_2^4}}}{\sqrt{c_n - \zeta_{1p} \cdot \frac{16}{2g\pi^2 d_1^4}} + \sqrt{c_n - \zeta_{2p} \cdot \frac{16}{2g\pi^2 d_2^4}}} - \zeta_{3p} \cdot \frac{8}{g\pi^2 d_3^4} \right) \cdot Q_\Sigma^2 \quad (9)$$

Для оцінки енергетичної ефективності роботи насосної станції скористаймось узагальненням ККД, як відношенням гідралічної енергії на виході з насосної станції до енергії, що споживається насосами:

$$\eta_{\text{нс}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_\Sigma \cdot H_{\text{нс}}}{\frac{\rho \cdot g \cdot Q_1 \cdot H_1(Q_1)}{\eta_1(Q_1)} + \frac{\rho \cdot g \cdot Q_2 \cdot H_2(Q_2)}{\eta_2(Q_2)}} \quad (10)$$

При роботі насосної станції на гідралічну мережу, як правило висуваються конкретні вимоги до основних гідралічних параметрів на вході до споживача. Ці вимоги ґрунтуються на умові забезпечення певного технологічного процесу у споживача. Для забезпечення потреб споживача на насосній станції здійснюється керування гідралічними параметрами потоку рідини. В роботі [4] показано, що зазвичай регульованим параметром є тиск, при цьому тиск на виході з насосної станції відповідає певному закону регулювання ($H_p = f(Q)$), який визначається з умови забезпечення необхідних параметрів у споживача і враховує втрати енергії при транспортуванні рідини гідралічною мережею.

Розглянемо випадок регулювання тиску на виході з насосної станції ($H_p = \text{const}$ при $Q = \text{var}$) за допомогою дроселюючих елементів на одному з насосів ($\zeta_{1p} = \text{var}$). Регулювання здійснюється таким чином, що другий насос працює в оптимальному режимі роботи. У даному випадку, з урахуванням (1), (3), (8) вираз (10) набуде вигляду:

$$\eta_{\text{нсл}} = \frac{Q_{\Sigma} \cdot H_p \cdot \eta_m \cdot \left(2 \cdot Q_0 - Q_{\Sigma} + \sqrt{\frac{H_p - a}{c}} \right)}{a + c \cdot \left(Q_{\Sigma} + \sqrt{\frac{H_p - a}{c}} \right)^2 \cdot Q_0 + H_p \cdot Q_0 \cdot \left(2 \cdot Q_0 - Q_{\Sigma} + \sqrt{\frac{H_p - a}{c}} \right)} \quad (11)$$

У випадку ж регулювання тиску на виході з насосної станції ($H_p = \text{const}$ при $Q = \text{var}$) за допомогою дроселюючих елементів на двох насосах ($\zeta_{1p} = \zeta_{2p} = \text{var}$), з урахуванням (1), (3), (8) вираз (10) набуде вигляду:

$$\eta_{\text{нсл}} = \frac{Q_{\Sigma} \cdot H_p \cdot \eta_m \cdot (4 \cdot Q_0 - Q_{\Sigma})}{(a + c \cdot Q^2) \cdot Q_0^2} \quad (12)$$

На рис. 2 представлена залежність зміни відносного ККД ($\eta_{\text{нсл}}/\eta_m$) насосної станції від відносної витрати (Q/Q_{Σ}) при регулюванні тиску за допомогою дроселюючих елементів на одному з насосів та за допомогою дроселюючих елементів на двох насосах. Аналіз рисунка 2 показує, що ККД насосної станції

при регулюванні тиску за допомогою дроселюючих елементів на одному з насосів більше в порівнянні з регулюванням двох насосів.

В роботах [2, 3] запропоновано визначати коефіцієнти апроксимації напірної характеристики насоса (a_n, c_n) через координати оптимальної робочої точки (в якій параметри насоса H_0 і Q_0), і тангенс кута дотичної в цій точці ($\text{tg}\gamma$).

В даному випадку тангенс кута дотичної в оптимальній робочій точці

характеризує крутизну напірної характеристики насоса.

3
урахуванням останнього твердження на рисунку 3 представлена

залежність зміни відносного ККД насосної станції від відносної витрати при різних значеннях крутизни напірної

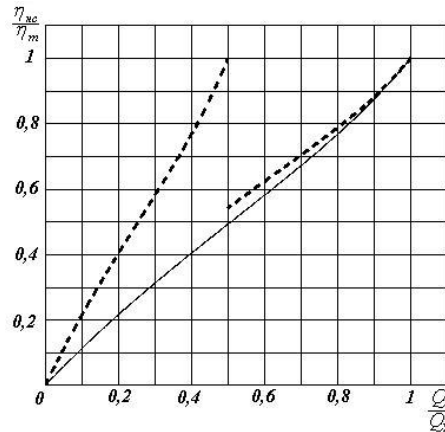


Рис. 2. Залежність зміни відносного ККД насосної станції від відносної витрати при різних способах регулювання
— — регулювання за допомогою дроселюючих елементів на одному з насосів; — — регулювання за допомогою дроселюючих елементів на двох насосах

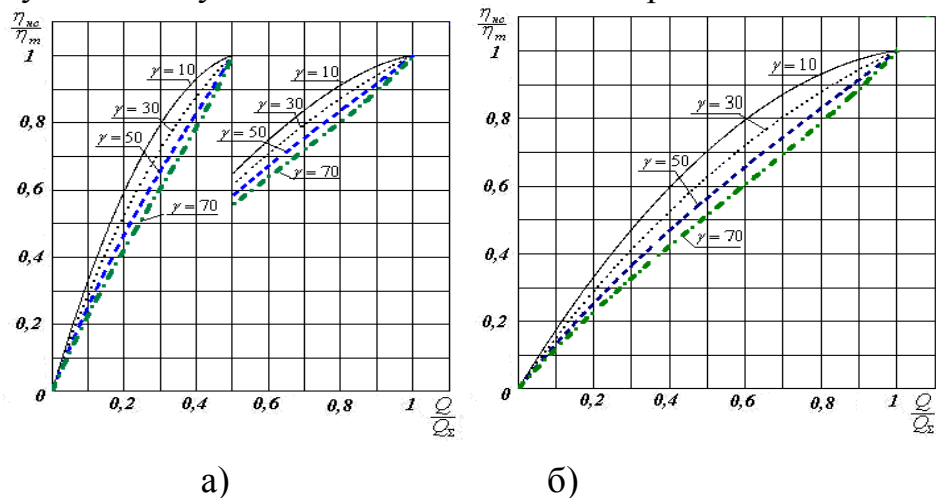


Рис. 3. Залежність зміни відносного ККД насосної станції від відносної витрати при різних значеннях крутизни напірної характеристики насоса при регулюванні тиску за допомогою дроселюючих елементів: а) на одному з насосів; б) на двох насосах

характеристики насоса при регулюванні тиску за допомогою дроселюючих елементів на одному з насосів (рис. 3, а) та на двох насосах (рис. 3, б). Аналіз рис. 3 показує, що при регулюванні тиску за допомогою дроселюючих елементів доцільно використовувати насоси з пологими напірними характеристиками.

3.Висновки

Вперше отримані аналітичні вирази для розрахунку характеристики насосної станції з паралельно працюючими насосами при регулюванні тиску на виході з насосної станції за допомогою дроселюючих елементів.

При зміні опору на трубопроводі користувача поза межами насосної станції робоча точка переміщується по напірній характеристиці насоса. При зміні опору на трубопроводі паралельно встановлених насосів в межах насосної станції робоча точка переміщається по характеристиці живильного трубопроводу. Комбінування зміною опорів на живильному трубопроводі та біля насосу дає можливість реалізувати бажаний закон регулювання витрати рідини споживачу.

Встановлено, що ККД насосної станції при регулюванні тиску на виході з насосної станції за допомогою дроселюючих елементів на одному з насосів більше в порівнянні з регулюванням двох насосів.

Визначено залежність ККД насосної станції з двома паралельно працюючими насосами від форми їх напірної характеристики. Встановлено, що при регулюванні зміною гідравлічних опорів доцільно застосовувати насоси з пологою формою характеристики.

Список літератури: 1. Europump/ Variable Speed Pumping. A Guide to Successful Applications // Hydraulic Institute and Europump. Published by Elsevier Ltd. – 2004. – 172 p. 2. *Бойко В.С.* Аналіз частотного регулювання відцентрових насосів водопостачання з метою енергозбереження [Текст] / В.С. Бойко, В.Г. Неня, М.І. Сотник, С.О. Хованський // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2009. – № 4/(57). – Частина 1. – С. 168 – 171. 3. *Хованський С.О.* Підвищення ефективності експлуатації відцентрових насосів у системі водопостачання житлово-комунального господарства: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 “ Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати ” [Текст] / С.О. Хованський. – Суми, 2011. – 21с. 4. *Хованський С.О.* Системний аналіз комплексу подачі і розподілу води в житлово-комунальному господарстві [Текст] / С.О. Хованський, В.Г. Неня // Східноєвропейський журнал передових технологій. – 2010. – № 4/4(46). – С. 56 – 59.

Поступила в редколлегию 23.11.2011

УДК 621.577

О.І. ТАРАСОВ, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ», Харків

В.О. ТАРАСОВА, канд.техн.наук, м.н.с., ИПМаш, Харків

І.В. ДОБРЯНСЬКА, маг, НТУ «ХПІ», Харків

ВПЛИВ КРОКУ МІЖ ТРУБАМИ КОЛЕКТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ГРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА

Представлена двовимірна нестационарна математична модель ґрунтового теплообмінника горизонтального типу. Виконано аналіз впливу кроку розташування труб на величину теплового потоку від ґрунту до розсолу через стінку труби.

Ключові слова: тепловий насос, ґрунтовий теплообмінник, тепловий потік.